doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2025.01.008

大型风力机叶片快速建模及损伤模拟方法研究

刘 纲[1a,1b],杜昊天[1a],顾水涛[1a,1b],黎 华[2]
(1.重庆大学 a 山地城镇建设与新技术教育部重点实验室;b 土木工程学院,重庆 400045;2.洛阳双瑞风电叶片有限公司,河南 洛阳 471031)

摘要:在复合材料叶片的损伤检测中,准确、快速地获得叶片损伤前后动力特性变化规律至关重要。为此,结合复合材料均匀化思想、扩展Bredt-Batho剪切流理论与损伤刚度退化理论,在有限元框架体系下提出了高效的复合材料叶片损伤模拟数值计算方法,并基于Python语言完成相应有限元程序开发。在此基础上,以复合夹芯悬臂梁作为研究对象,与ANSYS计算结果进行对比分析,验证了复合材料均匀化方法的合理性。同时,应用于模拟计算不同程度和位置损伤工况下NREL 5MW风机叶片的模态。结果表明,提出的数值计算方法很好地模拟了叶片前缘开裂损伤;叶片频率随着损伤程度加深逐渐减小;前缘裂纹对叶片挥舞方向的影响更大;在相同损伤程度下叶片前缘裂纹越靠近根部频率下降越多;叶根处的前缘裂纹对叶片摆振方向影响较大,叶尖处的前缘裂纹对叶片挥舞方向影响较大;叶片前缘裂纹对固有频率影响极小,以挥舞方向位移模态计算平均曲率模态损伤因子作为损伤识别指标能有效识别叶片前缘开裂损伤。

关键词:风机叶片;复合材料;有限单元法;损伤模拟;模态分析
中图分类号:TU311 **文献标志码:**A **文章编号:**1000-582X(2025)01-076-14

Wind turbine blades rapid modeling and damage simulation method

LIU Gang[1a,1b], *DU Haotian*[1a], *GU Shuitao*[1a,1b], *LI hua*[2]
(1a. The Key Laboratory of New Technology for Construction of Cities in Mountain Area of the Ministry of Education; 1b. School of Civil Engineering, Chongqing University, Chongqing 400045, P.R.China;
2. Luoyang Sunrui Wind Turbine Blade Co., Ltd., Luoyang, Henan 471031, P.R.China)

Abstract: In the damage detection of composite blade, it is very important to accurately and rapidly obtain the dynamic characteristics of blade before and after blade damage. Therefore, an efficient numerical calculation method for composite blade damage simulation was proposed under the finite element framework based on the homogenization of composite materials, extended Bredt-Batho shear flow theory and damage stiffness degradation theory, and the corresponding finite element program is developed based on Python language. On this basis, the composite sandwich cantilever beam is taken as the research object and compared with ANSYS calculation results to verify the rationality of the composite material homogenization method. At the same time, it is applied to

收稿日期:2024-03-20
基金项目:国家自然科学基金资助项目(52078084);重庆市技术创新与应用发展专项资助项目(cstc2020jscx-msxmX0180)。
Supported by National Natural Science Foundation of China(52078084), Chongqing Technology Innovation and Application Development Project(cstc2020jscx-msxmX0180).
作者简介:刘纲(1977—),男,教授,博士,主要从事结构健康监测和振动控制研究,(E-mail) gliu@cqu.edu.cn。

simulate the modal calculation of NREL 5MW fan blade under different damage conditions. The results show that the numerical calculation method can simulate the blade leading edge crack damage well. The blade frequency gradually decreases with the deepening of damage degree. The leading edge crack has more influence on blade flapping direction. Under the same damage degree, the frequency of blade leading edge crack decreases more as it gets closer to the root. The leading edge crack at the blade root has a great influence on the blade oscillation direction, while the leading edge crack at the blade tip has a great influence on the blade oscillation direction. The blade leading edge crack has little effect on the natural frequency, and the curvature damage factor calculated by the mode displacement of the flapping direction can be used as the damage identification index to identify the blade leading edge crack damage effectively.

Keywords: wind turbine blade; composite material; finite element method; damage simulation; modal analysis

为应对日益严重的环境污染和能源短缺压力,无污染、可再生、广分布的风能已成为世界各国发展新能源的重要途径[1-3]。叶片作为风力发电机直接捕获风能的关键部件,约占风力机总造价的20%[4],受力复杂、运行环境恶劣,极易因微小缺陷与损伤逐步引发异常弯曲或折断,甚至造成整座风力机的毁灭性破坏[5]。因此,叶片的损伤检测已成为研究热点,而获得叶片损伤前后动力特性变化规律对准确进行叶片损伤检测,确保风机安全平稳运行至关重要。

为有效地分析损伤对风机叶片的影响,目前业界多采用实验测定或商用有限元软件模拟2种方法。在实验测定方面,李录平等[6]通过人工切割的方法模拟叶片开裂状态,并利用加速度传感器获得了叶片损伤前后的自振频率。顾永强等[7]通过人工打磨的方法模拟叶片损伤状态,并利用加速度传感器获得了叶片分别在静止状态和旋转状态下的自振频率。然而,随着能源需求与技术水平的提高,叶片不断向大型化发展[8],为克服轻质需求与结构性能要求、气动设计与结构设计之间的矛盾,大型叶片均采用质量轻、比强度高、抗疲劳、抗蠕变的纤维增强复合材料制作而成[9]。因此,利用人工造损模拟大型复合材料风力机叶片损伤进行实验工作量大、成本高。另一方面,得益于现代计算机技术的突飞猛进,有限元法作为一种强有力的数值分析方法,在大型风力机叶片损伤模拟工作中得到广泛应用[10]。为准确模拟叶片空间外形,该种方法多利用专业建模软件建立叶片CAD几何模型,导入有限元软件,再对损伤部位的刚度进行折减,以此进行损伤模拟分析计算。例如,Haselbach等[11]利用Abaqus软件建立了叶片壳单元模型,并模拟了分层损伤,获得了叶片在分层损伤状态下的屈曲模式规律。顾永强等[12]利用ANSYS软件建立了叶片壳单元模型,通过降低弹性模量的方式模拟叶片局部损伤状态,获得了叶片损伤前后动力特性变化规律。利用专业软件对叶片建模再导入有限元软件计算的过程中,不但要经历复杂的几何模型剖分及网格划分过程,绘图软件与有限元软件之间的接口还易导致出现多体或少体现象。而且,随着模型精细程度的提高也将大大增加计算成本,这些都将严重影响叶片损伤模拟分析的效率。

针对以上问题,基于复合材料均匀化思想计算复合叶片等效梁单元截面特性,并将Bredt-Batho剪切流理论进行扩展以考虑腹板对叶片扭转效应的影响,在此基础上,引入损伤刚度退化理论,针对不同损伤特点,对叶片损伤部位各铺层材料的弹性模量进行不同程度的折减,实现叶片局部损伤的模拟,为大型叶片的结构优化设计及损伤识别提供参考。

1　叶片快速建模及损伤模拟方法

大型风力机叶片具有复杂的气动外形及复合材料铺层设计,如图1所示。当采用梁单元建立叶片有限元模型并进行损伤模拟时,难点就在于如何准确获取损伤前后的等效截面特性,归根结底在于叶片是由若干层单向纤维增强材料按照不同铺层角度、截面形状铺设而成。文中利用等效均匀化思想将不同铺层角度下的多层板简化为均质板并充分考虑叶片气动外形进行等效截面特性计算,再利用扩展的Bredt-Batho剪切流

理论修正考虑剪切腹板影响的截面扭转刚度，最后根据叶片损伤特点折减损伤单元的刚度以模拟损伤，从而准确、高效地计算出叶片损伤前后的动力特性。

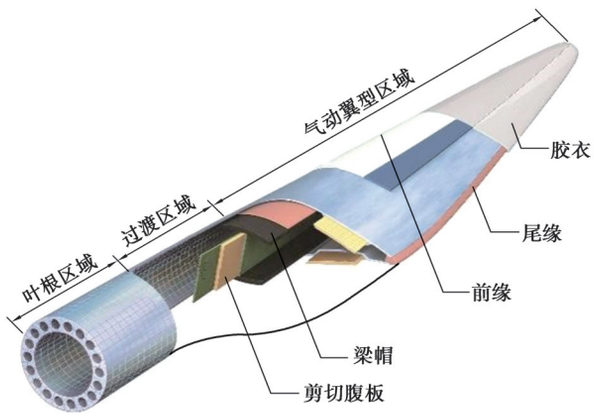


图1 风力机叶片组成

Fig. 1 Wind turbine blade

1.1 基于均匀化思想的叶片截面特性计算

纤维增强层合板中的每层纤维增强材料均可视为正交各向异性的单层板。若单层板中纤维的铺设方向与图2中坐标轴$\bar{x}$之间的夹角为θ，即层合板中该层材料的铺层角度，则单层板沿整体坐标轴$\bar{x}$的有效杨氏模量$E_{\bar{x}}$和有效剪切模量$G_{\bar{x}\bar{y}}$分别为[13]：

$$\begin{cases} E_{\bar{x}}=\dfrac{1}{\dfrac{\cos^4\theta}{E_1}+\left(\dfrac{1}{G_{12}}-\dfrac{2v_{12}}{E_1}\right)\sin^2\theta\cos^2\theta+\dfrac{\sin^4\theta}{E_2}}, \\ G_{\bar{x}\bar{y}}=\dfrac{1}{\left(\dfrac{4+8v_{12}}{E_1}+\dfrac{4}{E_2}-\dfrac{2}{G_{12}}\right)\sin^2\theta\cos^2\theta+\dfrac{\sin^4\theta+\cos^4\theta}{G_{12}}}, \end{cases} \tag{1}$$

式中：E_1和E_2分别是单层板在面内沿纤维增强方向和垂直纤维增强方向的杨氏模量；v_{12}是材料的泊松比；G_{12}是材料的剪切模量。

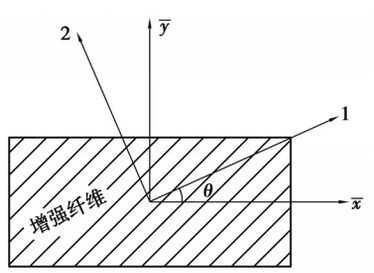


图2 纤维增强单层板

Fig. 2 Unidirectional fiber reinforced plate

对图3所示叶片截面，可沿周长及抗剪腹板划分为若干区段。根据等效均匀化原理，对由多层复合材料组成的任意区段ab，可根据各铺层厚度进行加权，分别得到区段的等效厚度t^{seg}、等效面积A^{seg}、等效宽度w^{seg}、等效杨氏模量E^{seg}、等效剪切模量G^{seg}和等效密度ρ^{seg}为：

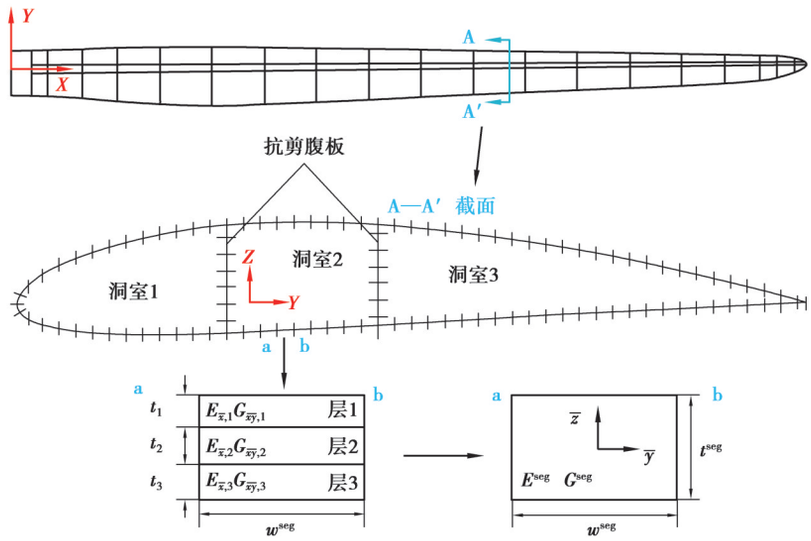


图 3　复合材料均匀化

Fig. 3　Homogenization of composite materials

$$\begin{cases} t^{\mathrm{seg}}=\sum_{i=1}^{m}t_i, \quad A^{\mathrm{seg}}=t^{\mathrm{seg}}w^{\mathrm{seg}}; \\ E^{\mathrm{seg}}=\dfrac{\sum_{i=1}^{m}E_{\bar{x},i}t_i}{\sum_{i=1}^{m}t_i}, \quad G^{\mathrm{seg}}=\dfrac{\sum_{i=1}^{m}G_{\bar{x}\bar{y},i}t_i}{\sum_{i=1}^{m}t_i}; \\ \rho^{\mathrm{seg}}=\dfrac{\sum_{i=1}^{m}\rho_i t_i}{\sum_{i=1}^{m}t_i}。 \end{cases} \tag{2}$$

式中：m为区段内总铺层数；ρ_i和t_i分别表示第i层的密度和厚度。

截面弹性中心坐标$(Y_{\mathrm{E}},Z_{\mathrm{E}})$可利用加权法计算：

$$\begin{cases} Y_E=\dfrac{\sum_{i=1}^{N}E_i^{\mathrm{seg}}A_i^{\mathrm{seg}}\bar{y}_{c,i}}{\sum_{i=1}^{N}E_i^{\mathrm{seg}}A_i^{\mathrm{seg}}}, \\ Z_E=\dfrac{\sum_{i=1}^{N}E_i^{\mathrm{seg}}A_i^{\mathrm{seg}}\bar{z}_{c,i}}{\sum_{i=1}^{N}E_i^{\mathrm{seg}}A_i^{\mathrm{seg}}}。 \end{cases} \tag{3}$$

式中：N为截面区段总数；$\bar{y}_{c,i}$和$\bar{z}_{c,i}$为第i个区段的质心坐标。

利用平行移轴公式，可将各区段对局部轴的惯性矩$I_{\bar{y}}^{\mathrm{seg}}$和$I_{\bar{z}}^{\mathrm{seg}}$以及惯性积$I_{\bar{y}\bar{z}}^{\mathrm{seg}}$传递至全局坐标轴和弹性中心：

$$\begin{cases} I_Y^{\mathrm{rot}}=\dfrac{I_{\bar{y}}^{\mathrm{seg}}+I_{\bar{z}}^{\mathrm{seg}}}{2}+\dfrac{I_{\bar{y}}^{\mathrm{seg}}-I_{\bar{z}}^{\mathrm{seg}}}{2}\cos 2\alpha-I_{\bar{y}\bar{z}}^{\mathrm{seg}}\sin 2\alpha, \\ I_Z^{\mathrm{rot}}=\dfrac{I_{\bar{y}}^{\mathrm{seg}}+I_{\bar{z}}^{\mathrm{seg}}}{2}-\dfrac{I_{\bar{y}}^{\mathrm{seg}}-I_{\bar{z}}^{\mathrm{seg}}}{2}\cos 2\alpha+I_{\bar{y}\bar{z}}^{\mathrm{seg}}\sin 2\alpha, \end{cases} \tag{4}$$

$$\begin{cases} I_Y^{\mathrm{seg}}=I_Y^{\mathrm{rot}}+A^{\mathrm{seg}}\left(\bar{y}_c-Y_E\right)^2, \\ I_Z^{\mathrm{seg}}=I_Z^{\mathrm{rot}}+A^{\mathrm{seg}}\left(\bar{z}_c-Z_E\right)^2。 \end{cases} \tag{5}$$

式中：I_Y^{rot}和I_Z^{rot}为各区段对旋转后的局部坐标轴的惯性矩；I_Y^{seg}和I_Z^{seg}分别为各区段对全局坐标轴的惯性矩；α为每个区段的局部轴与全局坐标轴之间的夹角。

计算各区段对截面特性的贡献和，可得到截面的等效拉压刚度EA、等效抗弯刚度EI_Y、EI_Z和等效线密度μ：

$$\begin{cases} EA=\sum_{i=1}^{N}E_i^{\mathrm{seg}}A_i^{\mathrm{seg}}, \quad EI_Y=\sum_{i=1}^{N}E_i^{\mathrm{seg}}I_{Y,i}^{\mathrm{seg}}; \\ EI_Z=\sum_{i=1}^{N}E_i^{\mathrm{seg}}I_{Z,i}^{\mathrm{seg}}, \quad \mu=\sum_{i=1}^{N}\rho_i^{\mathrm{seg}}A_i^{\mathrm{seg}}。 \end{cases} \tag{6}$$

1.2 叶片截面扭转刚度修正

从图 3 可知，大型风力机叶片的截面往往存在 2 道抗剪腹板，并非单洞室封闭截面。而传统 Bredt-Batho 剪切流理论仅用于计算单洞室封闭薄壁截面的扭转刚度[14]，需对 Bredt-Batho 剪切流理论进行扩展，如图 4 所示。

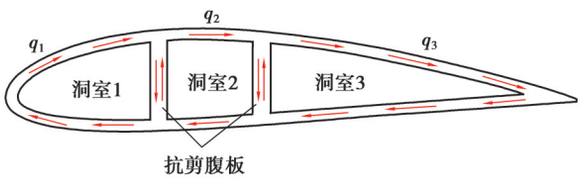


图 4 双腹板叶片截面

Fig. 4 Double web blade section

该截面扭转刚度可写为[15]

$$GJ=\frac{M}{\varphi}, \tag{7}$$

其中，截面扭矩 M 为[16]

$$M=2\begin{bmatrix}A_1^*\\A_2^*\\A_3^*\end{bmatrix}^{\mathrm{T}}\begin{bmatrix}q_1\\q_2\\q_3\end{bmatrix}。 \tag{8}$$

式中：q_1、q_2 和 q_3 分别为洞室 1、2 和 3 的剪切流；A_1^*、A_2^* 和 A_3^* 分别为洞室 1、2 和 3 薄壁中线所围区域的面积。洞室 1、2 和 3 的扭转角 φ_1、φ_2 和 φ_3 分别为

$$\begin{cases} \varphi_1=\dfrac{1}{2GA_1^*}\left(q_1\oint_1 \mathrm{d}s/t-q_2\int_{12}\mathrm{d}s/t\right), \\ \varphi_2=\dfrac{1}{2GA_2^*}\left(q_2\oint_2 \mathrm{d}s/t-q_1\int_{21}\mathrm{d}s/t-q_3\int_{23}\mathrm{d}s/t\right), \\ \varphi_3=\dfrac{1}{2GA_3^*}\left(q_3\oint_3 \mathrm{d}s/t-q_2\int_{32}\mathrm{d}s/t\right)。 \end{cases} \tag{9}$$

由于 3 个洞室的扭转角相同，即 $\varphi_1=\varphi_2=\varphi_3=\varphi$，则式(9)可写为

$$\begin{bmatrix}\delta_{11}&\delta_{12}&0\\\delta_{21}&\delta_{22}&\delta_{23}\\0&\delta_{32}&\delta_{33}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}q_1\\q_2\\q_3\end{bmatrix}=2\varphi\begin{bmatrix}A_1^*\\A_2^*\\A_3^*\end{bmatrix}, \tag{10}$$

式中，δ 为翘曲柔度，由下式计算：

$$\begin{cases} \delta_{ii}=\oint_i\dfrac{\mathrm{d}s}{Gt}, \\ \delta_{ij}=\delta_{ji}=-\int_{ij}\dfrac{\mathrm{d}s}{Gt}。 \end{cases} \tag{11}$$

因此，将式(8)和(10)代入式(7)可得到任意带有 2 个抗剪腹板的风机叶片截面的扭转刚度为

$$GJ=4\left[A^*\right]^{\mathrm{T}}\left[\delta\right]^{-1}\left[A^*\right]。 \tag{12}$$

1.3　叶片局部损伤模拟

损伤的出现往往会造成结构刚度的退化[17]。因此，通过对结构损伤单元的刚度进行一定比例的折减是模拟损伤常用的方法。这种方法不会引起结构质量的变化，对于叶片来说恰好适用。目前，研究人员将叶片损伤部位材料的弹性模量同时按照一定的比例进行折减，并通过折减的比例反映损伤的程度。但是实际上，叶片的损伤并非所有材料层同时破坏，而是随着损伤程度的加深，损伤部位复合材料逐层破坏，刚度逐步减小，直至所有材料层破坏，例如，很浅的裂纹破坏的仅仅是叶片表面的胶衣层，这对损伤单元刚度的影响非常小，等比例折减损伤单元刚度是不符合实际情况的，文中在进行刚度折减时考虑了不同损伤程度的特点，将损伤部位各铺层的弹性模量进行不同程度的折减，以更真实地反映叶片在不同程度损伤下的动力特性。

1.4　叶片快速建模损伤模拟流程

文中提出的复合材料叶片损伤模拟方法主要分为离散化、单元截面特性分析、局部损伤模拟和整体分析共4步。首先，沿展向将叶片划分为若干单元；然后，根据第1.1到第1.2节内容，采用单层到多层、再到截面的路线，计算各单元控制截面的等效特性，得到单元刚度矩阵及单元质量矩阵；进行损伤模拟时，根据第1.3节内容对叶片损伤部位各铺层的弹性模量进行折减，以模拟损伤部位的刚度退化，获得损伤单元截面的等效特性；最后，根据各单元的刚度、质量矩阵组装为叶片总刚度矩阵和总质量矩阵，具体流程如图5所示。

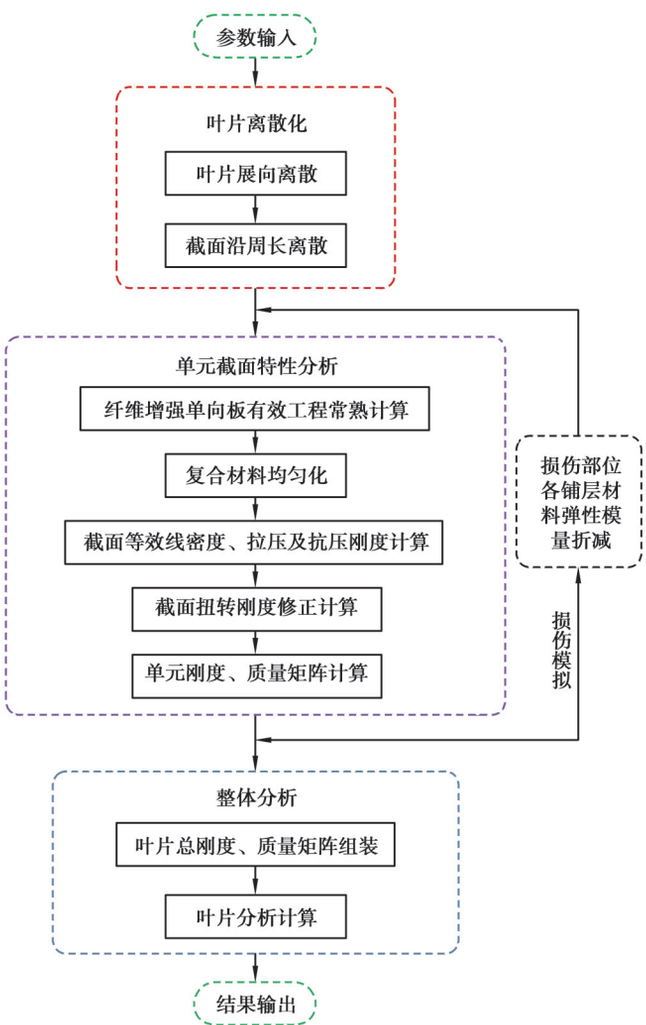


图5　叶片快速建模损伤模拟流程

Fig. 5　Rapid blade modeling and damage simulation process

根据图5流程，利用Python语言开发了大型风力机叶片有限元损伤模拟分析程序。程序运行前，需根据径向离散（单元划分）及截面离散（区段划分）情况分别输入形状参数（弦长、扭转角和翼型坐标）及材料参数（铺层顺序、铺层角度和材料工程常数）。再根据输入的参数计算各区段铺层在相应铺层角度下的有效工程模量，通过加权法将各区段等效为均质材料，然后利用加权思想计算获得各单元控制截面的等效截面特性，并利用扩展的Bredt-Batho剪切流理论对考虑抗剪腹板因素后的截面扭转刚度进行修正，在此基础上计算获得单元刚度、质量矩阵，将之组装成总刚度、总质量矩阵后对叶片进行计算分析。若要进行损伤模拟，只需将损伤信息作为参数输入，程序会将损伤部位区段铺层的弹性模量根据损伤情况进行相应折减，再重复上述计算分析步骤。

2 叶片快速建模方法验证

2.1 复合材料等效均匀法验证

目前，在制造风力机叶片时，外壳常采用玻璃纤维增强树脂，叶尖、叶片主梁则采用强度更高的碳纤维，前缘、后缘以及抗剪腹板常采用夹层结构复合材料（即“三明治夹芯”材料）。为验证文中复合材料等效均匀法的计算合理性，建立了简单的夹芯复合材料悬臂梁模型，如图6所示。

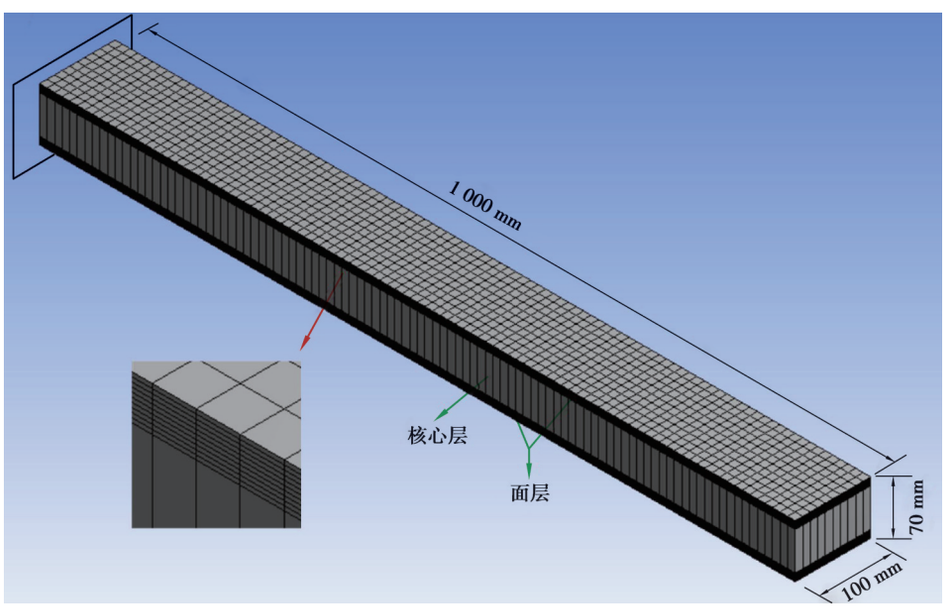


图6 夹芯复合材料悬臂梁

Fig. 6 Sandwich composite cantilever beam

悬臂梁面层选用环氧玻璃纤维板按照$[0/90]_5$的方向铺设而成，核心层选用PVC泡沫，铺层材料主要力学性能如表1所示。

表1 夹芯复合材料悬臂梁铺层材料力学性能

Table 1 Mechanical properties of sandwich composite cantilever beam layer material

铺层材料	层厚/mm	E_1/GPa	E_2/GPa	G_{12}/GPa	v_{12}	ρ/(kg·m^{-3})
Epoxy S-Glass UD	1	50	8	5	0.3	2 000
PVC Foam	50	0.07	0.07	0.027	0.3	60

分别采用ANSYS软件中的ACP模块和复合材料等效均匀法计算悬臂梁的前三阶固有频率，如表2所示。2种计算结果误差为1%，较为吻合，表明文中方法准确合理。

表 2　夹芯复合材料悬臂梁频率计算结果

Table 2　Frequency results of sandwich composite cantilever beam

频率阶次	等效均匀法/Hz	ANSYS/Hz	相对误差/%
一阶	42.621	42.111	1.21
二阶	59.705	58.884	1.39
三阶	113.699	112.376	1.18

文中数值计算方法的高效性主要体现在建模的易操作性和程序运算的高速性方面。其中,在建模方面,传统商用有限元软件上手难度高,建模过程花费的时间与对软件的熟练程度有关,难以定量给出,而文中方法仅需将叶片的信息输入成相应文本文档进行读取便可完成建模,操作性比软件计算更为简便。在运算速度方面,同等配置情况下利用ANSYS软件运算该夹芯悬臂梁模型花费了21.43 s,文中方法计算相同模型的运行时间为5.41 s,充分说明所提方法在运算速度上的高效性。

2.2　5MW叶片有限元模型建立

选取NREL实验室5 MW风力机叶片进行分析[18],该叶片0%~6.8%为叶根区域,6.8%~13.5%为过渡区域,13.5%~100%为气动翼型区域。剪切腹板从径向1.6 m处延伸至叶尖。各控制截面翼型特征如表3所示[19]。

表 3　NREL5 MW叶片翼型特征

Table 3　Characteristics of NREL 5 MW wind turbine blade airfoil

截面位置/%	弦长/m	扭角/(°)	翼型
0	3.500	13.308	Cylinder
6.8	3.863	13.308	Cylinder
13.5	4.340	13.308	DU40_A17
19.9	4.800	12.431	
25.9	4.580	10.982	DU35_A17
33.1	4.362	9.742	DU30_A17
40.6	4.105	8.287	DU25_A17
47.9	3.829	7.064	
54.3	3.589	5.788	DU21_A17
60.6	3.357	4.698	
66.1	3.153	3.742	NACA_64_A17
75.1	2.827	2.587	
83.7	2.528	1.526	
94.3	2.023	0.311	
1.0	0.961	0	

叶片铺层参数来源于文献[19],铺层分布如图7所示,铺层材料主要力学性能如表4所示[19]。

利用文中方法将叶片划分为5~60个单元段,分别计算叶片第一阶固有频率,并与文献[19]中所获得的固有频率进行对比,如图8所示。

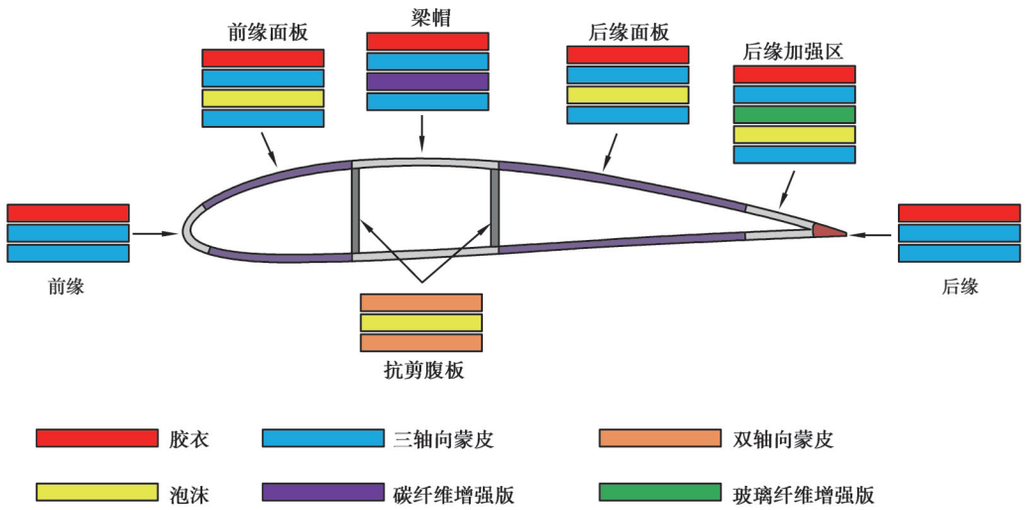


图 7 叶片截面分区及铺层情况

Fig. 7 Blade section zones and layering conditions

表 4 叶片铺层材料力学性能

Table 4 Mechanical properties of blade layer material

铺层名称	胶衣	三轴向蒙皮	双轴向蒙皮	碳纤维增强板	玻璃纤维增强板	PVC泡沫核心层
材料	Gelcoat	SNL	Sertex	Carbot	E-LT-5500	Foam
E_1 /GPa	3.44	27.70	13.60	114.50	41.80	0.256
E_2 /GPa	3.44	13.65	13.30	8.39	14.00	0.256
G_{12} /GPa	1.38	7.20	11.80	5.99	2.63	0.022
v_{12}	0.30	0.39	0.49	0.27	0.28	0.300
ρ /(kg.m^{-3})	1 235	1 850	1 780	1 220	1 920	200

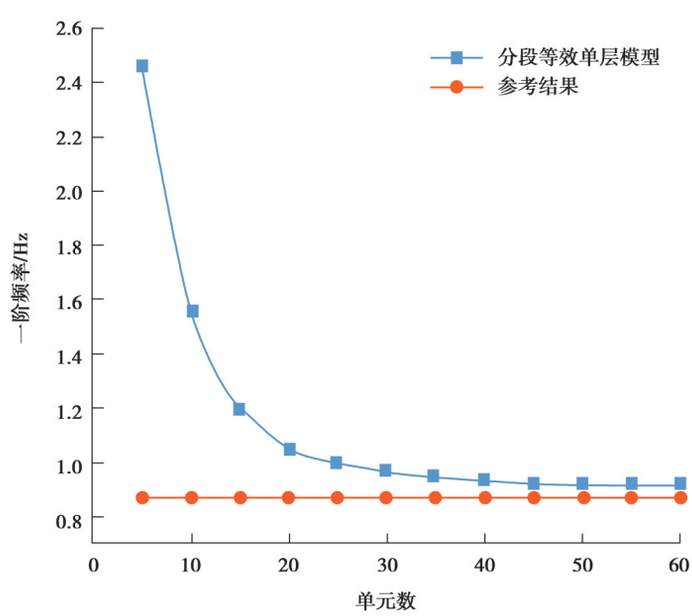


图 8 叶片一阶固有频率随单元数变化

Fig. 8 The first order natural frequency of blade varies with the number of elements

2.3　节段取值

从图 8 可以看出，随着分段数的增加，分段等效单层模型法的计算结果逐渐收敛于参考文献结果，但收敛速度是逐渐减小的。在此基础上，提出了单元划分数量的判断准则，这一准则是从计算工作量和对结果影响的收益性角度进行考量的，其成立的前提在于划分方式的合理性，即沿叶片展向长度截面变化越快的部位需要划分更多的单元。以多取 1 个单元后一阶频率变化小于 0.1% 为合理单元数准则确定应取单元数，例如，本次 NREL 叶片的计算结果，在单元数为 50 的时候，数值解开始逼近参考结果，并随着单元数的增加逐渐稳定，在达到 60 单元数时，数值解稳定并接近参考值。因此，采用单元数为 60 段的划分策略，计算叶片的前三阶固有频率，如表 5 所示。计算结果较为吻合，可知所提建模方法准确可信。

表 5　NREL 叶片 60 段单元频率计算结果

Table 5　Frequency results of 60 segments of NREL blade

频率阶次	分段等效单层模型/Hz	参考结果/Hz	相对误差/%
一阶	0.913 4	0.87	4.98
二阶	1.116 7	1.07	4.36
三阶	2.791 5	2.68	4.16

3　叶片损伤模拟

3.1　叶片常见损伤类型

风力发电机所处的风场通常位于高地无阻拦且风速较大的地方，复杂的工作环境中导致叶片损坏的因素很多，叶片损伤的类型也多种多样，例如，表面磨损与砂眼、碳化、脱胶、裂纹[20]，如图 9 所示。其中，裂纹在发展阶段一般比较小，难以被地面观测者发现，随着裂纹扩展最终会产生严重后果[21]。鉴于此，文中选择叶片裂纹损伤进行模拟，以大量风机叶片实际运行过程中产生的损伤部位统计资料为依据，选择最为常见的前缘裂纹为模拟对象，分别探讨不同程度及不同位置的裂纹对叶片动力响应的影响。

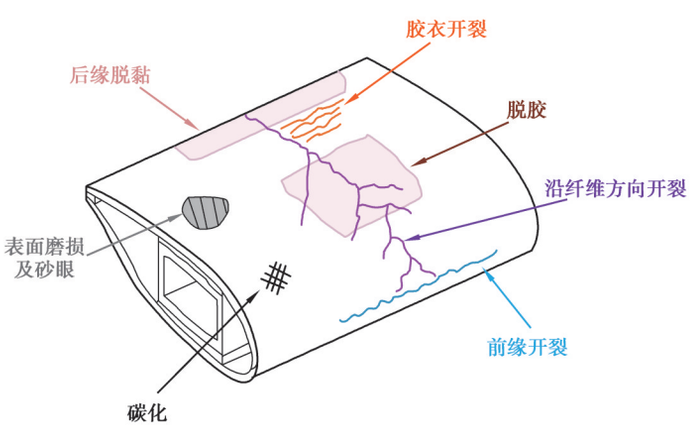


图 9　叶片常见损伤类型

Fig. 9　Common damage types of blades

3.2　叶片前缘开裂模拟

大气粒子、雨滴和冰雹撞击高速旋转的风机叶片往往易导致叶片前缘表面侵蚀，并逐渐发展为前缘裂纹，根据资料统计，在叶片径向靠近叶尖处（85%~90% *r*/*R*）前缘开裂程度最重，宽度一般为 30~50 mm。因此，在前述 60 单元 NREL 叶片模型的基础上施加损伤，85%~90% *r*/*R* 的损伤部位约为 53 和 54 单元。

将损伤单元截面前缘宽 50 mm 范围内，区段各铺层材料的等效工程常数进行折减以模拟前缘开裂损伤。按照叶片实际工作中前缘开裂程度设置 3 种损伤工况，其中工况一表示前缘裂纹刚发生破坏了全部的胶衣

层及部分玻璃钢核心层,工况二表示裂纹进一步发展破坏了全部胶衣层及大半玻璃钢核心层,工况三表示损伤部位所有材料层被破坏,如表6所示。

表6 叶片不同损伤工况

Table 6 Different damage conditions of blade %

叶片工况	各材料层等效工程常数折减率		
	胶衣层	玻璃钢核心层	三轴向蒙皮
无损	0	0	0
工况一	100	20	0
工况二	100	60	0
工况三	100	100	100

计算出各工况下叶片的前三阶固有频率如表7所示,其中第一、三阶为挥舞方向,第二阶为摆振方向。

表7 叶片不同损伤工况下固有频率计算结果

Table7 Natural frequencies of blades under damage conditions Hz

叶片工况	一阶频率	二阶频率	三阶频率
无损	0.913 401	1.116 743	2.791 539
工况一	0.913 399	1.116 743	2.791 505
工况二	0.913 394	1.116 742	2.791 401
工况三	0.913 385	1.116 740	2.791 191

可以看出,随着叶尖前缘开裂程度的加深,叶片频率逐渐减小;同时,叶片第一、三阶频率的变化幅度明显大于第二阶频率,说明叶尖前缘裂纹对叶片挥舞方向的影响更大。

将前缘裂纹设置在不同位置,探讨损伤位置对叶片频率的影响,所设位置如表8所示。

表8 叶片损伤位置

Table 8 Blade damage location

损伤位置	位置一	位置二	位置三	位置四
展向长度/%	25~30	45~50	65~70	85~90

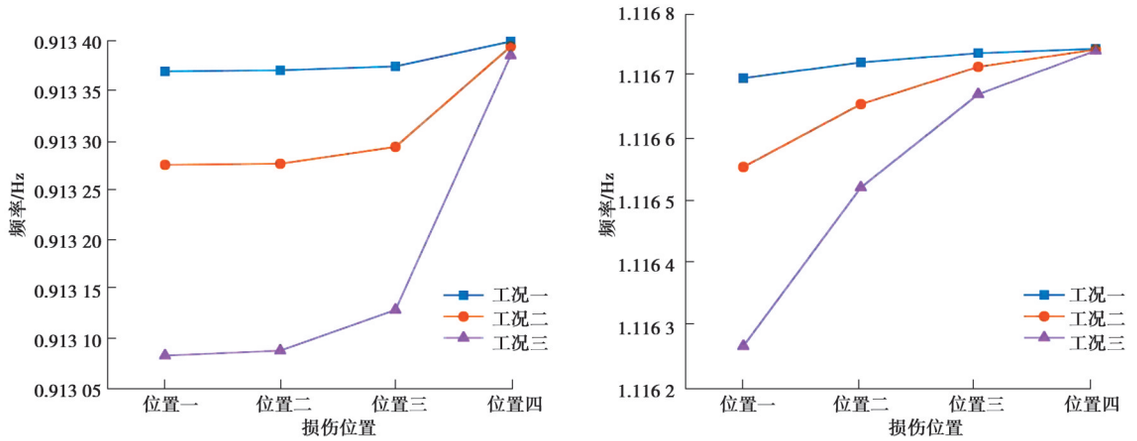
损伤程度与表6中3种工况相同,频率计算结果如图10所示。

可以看出,在相同损伤类型及程度的情况下,叶片前缘裂纹越靠近根部,叶片频率下降越多;同时,损伤位置越靠近叶根处,叶片一阶频率的变化率越小,二阶频率的变化率反而越大,即叶根处的前缘裂纹对叶片摆振方向影响较大,叶尖处的前缘裂纹对叶片挥舞方向影响较大。

考虑到篇幅限制,选择绘出振动更为明显的第一、三阶挥舞方向位移振型,完好以及在位置四发生3种损伤工况情况下的叶片第一、三阶挥舞方向位移振型,如图11所示。

可以看出,前缘开裂对叶片前几阶固有频率及振型的影响非常小,频率和振型并不适合作为大型风力机叶片前缘开裂损伤的判断依据,选用振动分析损伤识别方法中常用的平均曲率模态损伤因子(curvature damage factor, CDF)作为损伤识别指标,对所模拟的损伤进行识别,结果如图12所示。

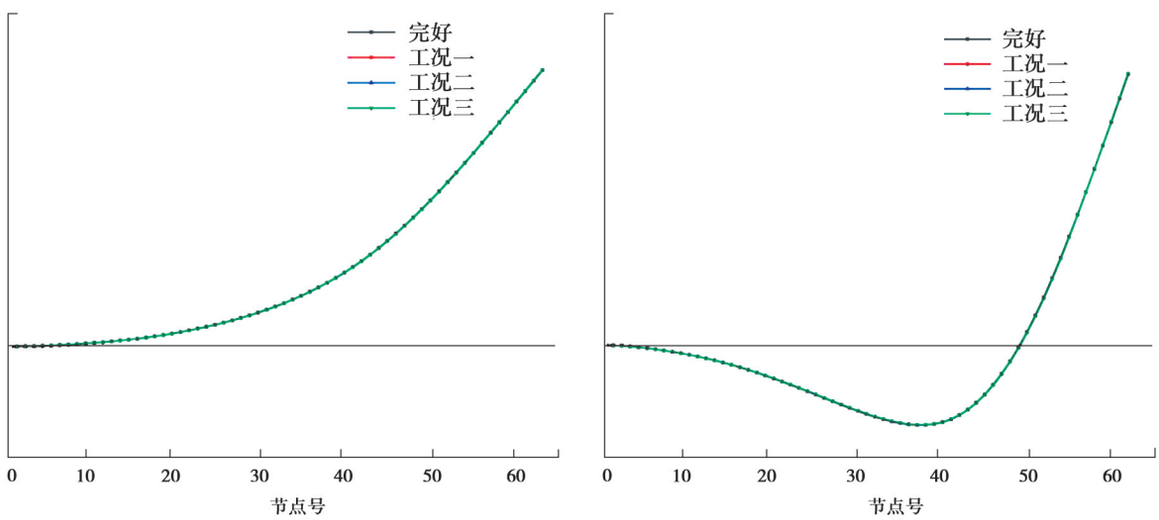
由图可知,由挥舞方向模态位移计算获得的平均曲率模态损伤因子中53、54和55号节点处的平均曲率模态损伤因子发生突变,即单元53和单元54为损伤单元,与损伤模拟情况相同,证明文中叶片前缘裂纹模拟方法的可行性。同时,由摆振方向模态位移计算获得的平均曲率模态损伤因子在损伤单元处突变并不明显,这是因为对叶片来说,摆振方向刚度远大于挥舞方向刚度,导致摆振方向位移远小于挥舞方向。因此,对于叶片来说以挥舞方向位移模态计算获得的平均曲率模态损伤因子作为损伤识别指标可以有效识别出叶片局部损伤。



(a)不同位置损伤叶片一阶频率　　(b)不同位置损伤叶片二阶频率

图 10　不同损伤位置情况下叶片频率

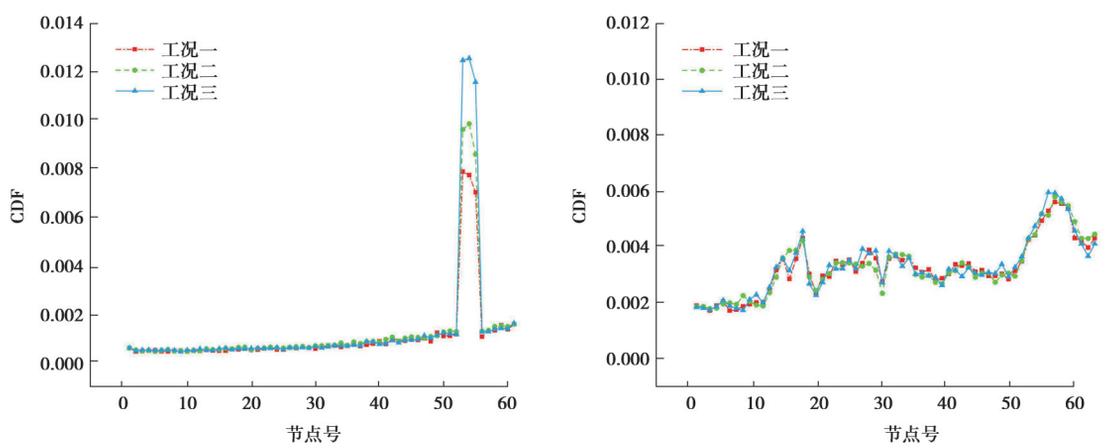
Fig. 10　Blade frequency at different damage locations



(a)一阶挥舞方向位移振型　　(b)三阶挥舞方向位移振型

图 11　不同损伤位置情况下叶片频率

Fig. 11　Blade frequency at different damage locations



(a)挥舞方向模态曲率差　　(b)摆振方向模态曲率差

图 12　叶片不同损伤工况下模态曲率差

Fig. 12　The modal curvature difference of blade under different damage conditions

4 结 论

文中将有限元思想、复合材料等效均匀化思想、扩展Bredt-Batho剪切流理论及损伤刚度退化理论相结合，建立了一种准确、高效的复合材料风机叶片快速建模及损伤模拟分析数值计算方法。基于Python语言完成相应有限元程序开发，以NREL 5MW风机叶片为研究对象进行模态分析，验证了文中数值计算方法的有效性，同时模拟了叶片前缘裂纹损伤，分析了不同程度及不同位置损伤对叶片频率的影响，得出结论如下：

1）文中提出的数值计算方法可以对任意复合材料风机叶片进行快速建模及模态分析，计算过程中考虑了叶片内部抗剪腹板影响，无需复杂的几何建模与网格划分过程，相比传统有限元软件运算速度更快，具有高效性。同时，亦可快速针对叶片局部损伤进行模拟，以分析局部损伤对叶片响应的影响。

2）根据不同的单元划分数，计算叶片固有频率，随着单元划分数的增加，数值方法计算结果逐渐趋于准确，但收敛速度逐渐减小，针对NREL 5WM风机叶片，文中数值方法在单元划分数为60时的计算结果可满足工程精度要求。在考虑叶片材料铺层设计的情况下，计算单元划分数为60时，NREL 5MW叶片的前三阶固有频率，计算结果与已有文献中的有限元分析结果吻合较好，验证了该数值计算方法在复合材料风机叶片模态分析中的可行性。

3）通过折减损伤部位相应材料层的有效工程常数模拟叶片前缘开裂，在相同的损伤位置，随着前缘开裂程度的加深，叶片频率逐渐减小，且叶片第一、三阶频率的变化率明显大于第二阶频率，说明叶尖前缘裂纹对叶片挥舞方向的影响更大。在同损伤程度情况下叶片前缘裂纹越靠近根部频率下降越多，同时损伤位置越靠近叶根处，叶片一阶频率的变化率越小，二阶频率的变化率反而越大，表明叶根处的前缘裂纹对叶片摆振方向影响较大，叶尖处的前缘裂纹对叶片挥舞方向影响较大。

4）局部损伤对叶片前三阶固有频率影响较小，频率并不适合作为大型风力机叶片前缘开裂损伤的识别指标，可利用挥舞方向模态位移计算获得的平均曲率模态损伤因子作为损伤识别指标来有效识别叶片损伤。

参考文献

[1] 胡燕平, 戴巨川, 刘德顺. 大型风力机叶片研究现状与发展趋势[J]. 机械工程学报, 2013, 49(20): 140-151.
Hu Y P, Dai J C, Liu D S. Research status and development trend on large scale wind turbine blades[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(20): 140-151. (in Chinese)

[2] 刘纲, 雷振博, 杨微, 等. 风机塔架PS-TMD被动控制装置机理分析及参数调谐优化研究[J]. 工程力学, 2021, 38(12): 137-146.
Liu G, Lei Z B, Yang W, et al. Mechanism analysis and parameter tuning optimization for wind turbine towers with ps-tmd passive control devices[J]. Engineering Mechanics, 2021, 38(12): 137-146. (in Chinese)

[3] Liu G, Lei Z B, Wang H. Investigation and optimization of a pre-stressed tuned mass damper for wind turbine tower[J]. Structural Control and Health Monitoring, 2022, 29(3): 37-65.

[4] 杜永峰, 侯斌, 李万润, 等. Lamb波检测法及其在风机叶片结构健康监测中的应用[J]. 无损检测, 2015, 37(9): 80-86.
Du Y F, Hou B, Li W R, et al. Damage detection based on lamb wave and its applications in the structure health monitoring of wind turbine blades[J]. Nondestructive Testing, 2015, 37(9): 80-86. (in Chinese)

[5] 戴靠山, 王英, 黄益超, 等. 风力发电塔结构抗风抗震、健康监测和振动控制研究综述[J]. 特种结构, 2015, 32(3): 91-100.
Dai K S, Wang Y, Huang Y C, et al. Summarization of wind and earthquake resistances, structural health monitoring and vibration control of wind turbine towers[J]. Special Structures, 2015, 32(3): 91-100. (in Chinese)

[6] 李录平, 李芒芒, 晋风华, 等. 振动检测技术在风力机叶片裂纹故障监测中的应用[J]. 热能动力工程, 2013, 28(2): 207-212.
Li L P, Li M M, Jin F H, et al. Journal of engineering for thermal energy and power, 2013, 28(2): 207-212. (in Chinese)

[7] 顾永强, 冯锦飞, 贾宝华, 等. 损伤风机叶片模态频率变化规律的试验研究[J]. 噪声与振动控制, 2020, 40(3): 84-87.
Gu Y Q, Feng J F, Jia B H, et al. Experimental study on the variation law of modal frequencies of damaged blades of wind turbines[J]. Noise and Vibration Control, 2020, 40(3): 84-87. (in Chinese)

[8] 姚钢, 杨浩猛, 周荔丹, 等. 大容量海上风电机组发展现状及关键技术[J]. 电力系统自动化, 2021, 45(21): 33-47.
Yao G, Yang H M, Zhou L D, et al. Development status and key technologies of large-capacity offshore wind turbines[J]. Automation of Electric Power Systems, 2021, 45(21): 33-47. (in Chinese)

［9］杨阳, 曾攀, 雷丽萍 . 大型水平轴风力机新型叶片结构 设计思想和研究进展[J]. 工程力学, 2019, 36(10): 1-7.
Yang Y, Zeng P, Lei L P. Concept and development of novel blade structure of large horizontal-axis wind turbine[J]. Engineering Mechanics, 2019, 36(10): 1-7. (in Chinese)

［10］陈安杰, 王策, 贾娅娅, 等 . 基于BEM的风力机叶片气动性能计算分析[J]. 工程力学, 2021, 38(S1): 264-268.
Chen A J, Wang C, Jia Y Y, et al. Computation and analysis of aerodynamic performance of wind turbine blade based on bem [J]. Engineering Mechanics, 2021, 38(S1): 264-268. (in Chinese)

［11］Haselbach P U, Bitsche R D, Branner K. The effect of delaminations on local buckling in wind turbine blades[J]. Renewable Energy, 2016, 85: 295-305.

［12］顾永强, 冯锦飞, 贾宝华, 等 . 损伤叶片动力参数变化规律的数值模拟与试验研究[J]. 噪声与振动控制, 2021, 41(1): 103-107.
Gu Y Q, Feng J F, Jia B H, et al. Numerical simulation and experimental study on natural frequencies of damaged blades[J]. Noise and Vibration Control, 2021, 41(1): 103-107. (in Chinese)

［13］Kaw A K. Mechanics of composite materials[M]. 2nd ed. Boca Raton, FL: Taylor & Francis, 2006.

［14］Librescu L, Song O. Thin-Walled Composite Beams: Theory and Application[M]. Dordrecht: Springer Netherlands, 2006.

［15］刘鸿文, 吕荣坤 . 材料力学实验[M]. 4版 . 北京: 高等教育出版社, 2017.
Liu H W, Lyu R K. Material mechanics experiment[M]. 4th ed. Beijing: Higher Education Press, 2017. (in Chinese)

［16］Shama M. Torsion and shear stresses in ships[M]. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2011.

［17］王成华, 杨阳, 康强, 等 . 一种新型刚度退化模型及复合材料结构渐进损伤分析的通用方法实现[J]. 工程力学, 2016, 33(4): 17-23.
Wang C H, Yang Y, Kang Q, et al. A stiffness degradation model and a general method for progressive failure analysis of composite structures[J]. Engineering Mechanics, 2016, 33(4): 17-23. (in Chinese)

［18］Jonkman J, Butterfield S, Musial W, et al. Definition of a 5-MW reference wind turbine for offshore system development [R]. Office of Scientific & Technical Information Technical Reports, 2009.

［19］Miao W P, Li C, Wang Y B, et al. Study of adaptive blades in extreme environment using fluid–structure interaction method [J]. Journal of Fluids and Structures, 2019, 91: 102734.

［20］Lian J J, Cai O, Dong X F, et al. Health monitoring and safety evaluation of the offshore wind turbine structure: a review and discussion of future development[J]. Sustainability, 2019, 11(2): 494.

［21］Li D S, Ho S M, Song G B, et al. A review of damage detection methods for wind turbine blades [J]. Smart Materials and Structures, 2015, 24(3):21-45.

（编辑　陈移峰）